

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problems Mailbox.**

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-107019

(43)公開日 平成6年(1994)4月19日

(51)IntCl.<sup>3</sup>

B 6 0 K 17/348

F 1 6 D 25/14

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

B 8521-3D

F 9137-3J

審査請求 未請求 請求項の数1(全 8 頁)

(21)出願番号 特願平4-259758

(22)出願日 平成4年(1992)9月29日

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 永野 周二

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 安井 保良

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

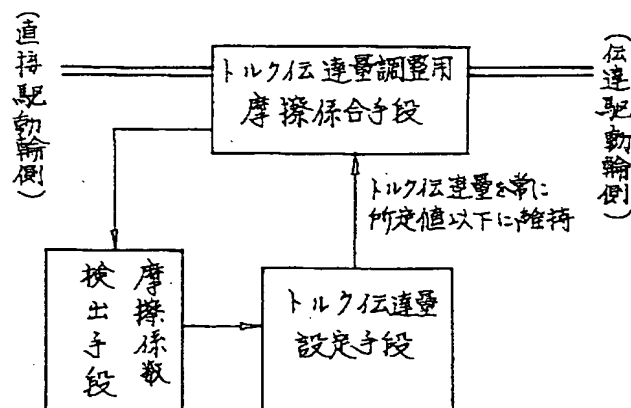
(74)代理人 弁理士 牧野 剛博 (外2名)

(54)【発明の名称】 4輪駆動車の伝達駆動輪へのトルク伝達量制御装置

(57)【要約】

【目的】 小型、軽量、コンパクトなトランスファ装置等の機器の追加で4輪駆動化を実現する。

【構成】 4輪駆動車の伝達駆動輪（前輪駆動ベースならば後輪、後輪駆動ベースならば前輪）へのトルク伝達量を制御するにあたって、トルク伝達量を制御する摩擦係合手段の摩擦係数を検出し、該摩擦係数を考慮した上で、トルク伝達量が所定値以下に常に維持されるように油圧制御する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】4輪駆動車の伝達駆動輪へのトルク伝達量制御装置において、

前記トルク伝達量を調整する摩擦係合手段と、  
該摩擦係合手段の摩擦係数を検出する手段と、  
該摩擦係数を考慮した上で、前記摩擦係合手段のトルク伝達量が常に所定値以下に維持されるように制御する手段と、  
を備えたことを特徴とする4輪駆動車の伝達駆動輪へのトルク伝達量制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、4輪駆動車の伝達駆動輪へのトルク伝達量を制御する装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、4輪駆動車の伝達駆動輪（前輪駆動ベースの車両の場合後輪、後輪駆動ベースの車両の場合前輪）へのトルク伝達量を制御する技術が提案されている。

【0003】一般に、この種の4輪駆動車においては、前後輪の回転速度差が大きくなったときにスリップが発生していると判断して伝達駆動輪へのトルク伝達量を増大するような制御がなされる。

【0004】一方、例えば特公平04-17806号公報において、機関に直結した車輪（前輪駆動ベースの場合前輪、後輪駆動ベースの場合後輪）と伝達駆動輪とのスリップ比が、適正な目標スリップ比となるように、伝達駆動輪への伝達トルクを制御する技術も提案されている。

【0005】この技術によれば、エンジンの発生する動力を路面とタイヤ間で最も大きな動力が伝達される範囲で使用可能なため、無駄なく車両の駆動力として活用することができるようになり、それだけ効率的に大きな動力を得ることができる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、このようにしてエンジンの発生する動力を無駄なく活用するようにした場合、例えばエンジン側から非常に大きな駆動力が伝達されてきたときに、従来ならば該機関と直結された車輪（前輪駆動ベースならば前輪）がある程度スリップし、トランスファにその大きな駆動力がそのまま掛かってくることはなかったが、前述したような、制御によって前輪が後輪に対し適性な目標スリップ率を越えた場合に後輪に対するトルク伝達量を増大させるようにした車両においては、トランスファにより直接的に大きな駆動力が掛かってくることになる。

【0007】従って、このような制御を採用した車両においては、必然的にエンジンの発生し得る最大負荷に相当するような負荷が所定回数掛かったとしても、なお耐久性上問題が発生しないような大型の（負荷容量の高

い）トランスファを用意しなければならず、その分重量が増大し（燃費が悪化し）、占有容積が増大し（有効車室内空間が減少し）、又コストも増大するという問題があった。

【0008】しかしながら、その一方で、耐久性（広い意味での安全性）を確実に維持すると共に、より軽量で、よりコンパクトで、且つより安価な4輪駆動システムを求める社会的ニーズは非常に強いものがある。

【0009】本発明は、このようなニーズに鑑みて成されたものであって、より軽量、よりコンパクト、且つより安価なトランスファ装置等を用いながら、優れた耐久性を確実に維持することのできる4輪駆動車の伝達駆動輪へのトルク伝達量制御装置を提供することをその目的としている。

【0010】

【課題を解決するための手段】本発明は、図1にその要旨を示すように、4輪駆動車の伝達駆動輪へのトルク伝達量制御装置において、前記トルク伝達量を調整する摩擦係合手段と、該摩擦係合手段の摩擦係数を検出する手段と、該摩擦係数を考慮した上で、前記摩擦係合手段のトルク伝達量が常に所定値以下に維持されるように制御する手段とを備えたことにより、上記課題を解決したものである。

【0011】

【作用】本発明においては、まず伝達駆動輪へのトルク伝達量を調整する摩擦係合手段の摩擦係数を検出し、この摩擦係数を考慮した上で、該摩擦係合手段のトルク伝達量が常に所定値以下に維持されるように制御するようにしている。

【0012】本発明において、摩擦係合手段の摩擦係数を考慮するようにしたのは、一般にこの種の摩擦係合手段は油圧によってそのトルク伝達量が調整されるが、同一の油圧をかけた場合であっても、摩擦係数が異なると確保されるトルク伝達量が異なり、しかもこの摩擦係数が車両の走行状態に応じてかなり大きく変化するためである。

【0013】具体的には、後述の実施例でも明らかなように、この摩擦係数は例えば摩擦板の相対回転数、即ち前後輪の回転速度差に応じて大きく変化する。従って、この摩擦係数をリアルタイムで監視し、該摩擦係数を考慮した上で摩擦係合手段の油圧を制御することがトルク伝達量を常に所定値以下に維持するためには必要となってくるものである。

【0014】本発明において、前記「所定値」は、例えば雪路等の低 $\mu$ 路で伝達駆動輪のタイヤと路面間に発生可能なトルク伝達量に設定する。この値はエンジンの発生し得る最大トルクと比較するとかなり小さめの値である。この結果、伝達駆動輪にはこの小さめの値の「所定値」以上のトルクは絶対に伝わらないようになるため、トランスファ装置や伝達駆動輪側へのプロペラシャフ

ト、あるいは伝達駆動輪側のデファレンシャル装置等の小型化が実現でき、これにより有効車室内空間の拡大や高い地上高の確保が実現できるようになる。又、これらの機器を軽量化できることに伴ない、燃費をそれだけ向上させることもできる。更には、当然に低コスト化も実現できる。又、この所定値が小さいため高速走行等で前後輪のタイヤ径差による動力循環トルクが小さいため、走行抵抗が減って燃費が向上すると共に、タイヤの摩耗や発熱も低減できる。

【0015】又、従来のいわゆるパートタイム型の4輪駆動システムのように、リジッドに4輪を結合するのではないため、後述する実施例で示すように、センタデファレンシャル装置を有しなくてもほとんどの走行ケースでタイトコーナーブレーキング現象を回避できる。

【0016】それにもかかわらず、本発明は、例えば粘性カップリングを用いて伝達駆動輪側に駆動力を伝達する4輪駆動車等と比較すると、むしろ優れた面を有している。即ち、粘性カップリングを用いて伝達駆動輪に駆動力を伝達するタイプの4輪駆動車にあっては、前後輪にスリップが現に生じた場合に初めて動力伝達が行われるため、低 $\mu$ 路では更に路面 $\mu$ が低下し全体としての総駆動力は少なくならざるを得ない。しかしながら、本発明にあっては、オイルポンプ等で発生した油圧によりスリップする以前から確実に「所定のトルク伝達量」で伝達駆動輪側にエンジン駆動力が分配可能なため、最大路面 $\mu$ を利用可能で結果として生じるスリップを最小限に抑えることができ、そのため特に雪路等の低 $\mu$ 路での発進、加速、登坂の際に優位性を見出すことができるものである。

【0017】このように、本発明によれば、4輪駆動車としての利点を十分に享受すると共に不都合はほとんど発生させることなくトランスファやプロペラシャフト、デファレンシャル、ドライブシャフト等の各種アセンブリの軽量化、小型化、低コスト化を実現できるようになるものである。

【0018】しかも、本発明は基本的には、前後出力軸の回転数を検出するセンサ以外特別センサ等を付加する必要もなく、低コストで実現でき、又、制御も簡単である。又、自動変速機を搭載した車両でも、あるいはマニュアル変速機を搭載した車両でも油圧源さえあれば容易に適用することができるという利点もある。

【0019】

【実施例】以下図面に基づいて本発明の実施例を詳細に説明する。

【0020】図2に本発明が適用された4輪駆動車のトルク伝達量制御装置の概略を示す。

【0021】又、図3にはトランスファクラッチ付近の動力伝達系がスケルトンで示されており、図8には、その実断面が示されている。

【0022】各図において、符号10がエンジン、20

が自動変速機、30がフロントデファレンシャル装置、40がトランスファ装置、50がトランスファクラッチ、60がリヤデファレンシャル装置、70（70L、70R）が前輪、80（80L、80R）が後輪、90が各種センサ群、そして100がトランスファコントロールコンピュータをそれぞれ示している。

【0023】前記エンジン10は、車両の最前部に横置きで搭載されている。

【0024】前記自動変速機20は、公知のトルクコンバータ21及び変速装置22を備え、エンジン10の出力を変速した上で出力ギヤ23に伝達する。

【0025】前記フロントデファレンシャル装置30は、図3に示されるように、前記出力ギヤ23と噛合する入力ギヤ31を一体に備えたデファレンシャルケース32と、このデファレンシャルケース32から突出されたピニオン軸33によってそれぞれ回転可能に支持され、且つ互いに対向して配置された2つの差動ピニオン34、35と、この2つの差動ピニオン34、35にそれぞれ同時噛合した左前輪用サイドギヤ36及び右前輪用サイドギヤ37とを有している。

【0026】前記トランスファ装置40は、フロントデファレンシャル装置30のデファレンシャルケース32と一体的に構成されたハイポイドギヤ41と、これと噛合するハイポイドピニオン42とからなり、自動変速機20の出力ギヤ23からフロントデファレンシャル装置30の入力ギヤ31側に伝達されてきた動力の一部を、方向を90°変換した上でトランスファクラッチ50に伝達する。

【0027】前記トランスファクラッチ50は、トランスファ装置40のハイポイドピニオン42と、後輪用プロペラシャフト51側とを動力伝達可能に接続するもので、これ自体は公知の油圧サーボ式の湿式多板クラッチで構成されている。即ち、このトランスファクラッチ50は、トランスファコントロールコンピュータ100からの指令によって駆動されるソレノイドバルブ52により油圧サーボ室53内に供給される油圧が制御され、この油圧によってピストン54が所定の圧力で多板クラッチ55を押圧し、この押圧力によって所定のトルク伝達量が確保されるようになっている。

【0028】図2に戻って前記リヤデファレンシャル装置60は、前記フロントデファレンシャル装置30と同様に差動装置を構成する。又、前輪70、及び後輪80については、従来の構成の通りである。

【0029】前記各種センサ群90としては、より高度できめ細かな制御を行うためこの実施例では自動変速機20の現在の変速段を検出する変速段センサ91、自動変速機20の出力ギヤ23（あるいは変速装置22の出力部分）の回転速度を検出する車速センサ兼前輪回転数センサ92、ステアリングの回転角度を検出する操舵角センサ93、トランスファクラッチ50の下流側に取り

付けられ、該トランスファクラッチ50の後輪側の回転速度を検出する後輪側回転数センサ95等が備えられている。但しこの実施例に直接必要なセンサは前輪側回転数センサ92及び後輪側回転数センサ95のみである。

【0030】前記トランスファコントロールコンピュータ100は、これらの各種センサ群90からの信号を受け、該トランスファコントロールコンピュータ100内で後述するような制御フローに基づいてこれらの信号を処理し、前記ソレノイドバルブ52を駆動することによってトランスファクラッチ50のトルク伝達量を制御する。

【0031】次に、この動力伝達系の作用を簡単に説明する。

【0032】エンジン10によって発生された動力は、自動変速機20によって所定の変速操作がなされた後、出力ギヤ23に伝達される。そして、この出力ギヤ23に伝達された動力により、入力ギヤ31を介してフロントデファレンシャル装置30のデファレンシャルケース32が回転させられる。このデファレンシャルケース32の回転は、2つの差動ピニオン34、35を介して左右の前輪用サイドギヤ36、37に伝達され、これと連結された前輪70L、70Rが駆動される。この駆動経路は、基本的に従来のフロントエンジン、フロントドライブの2輪駆動構成と同一である。

【0033】一方、デファレンシャルケース32は、トランスファ装置40のハイポイドギヤ41と接続されている。又、このハイポイドギヤ41は、ハイポイドピニオン42と噛合すると共に、その回転がトランスファクラッチ50を介してリヤデファレンシャル装置60に伝達され、更に後輪80L、80Rへと伝達されるようになっている。従って、トランスファクラッチ50のトルク伝達量を、トランスファコントロールコンピュータ100からの指令によりソレノイドバルブ52を介して制御することにより、後輪80L、80R側へのトルク伝達量を任意に制御することができる。

【0034】以上の説明から明らかなように、この実施例に係る車両は前輪駆動ベースの4輪駆動車であり、後輪が「伝達駆動輪」に相当している。なお、トランスファ装置40はこの実施例ではトランスファクラッチ50の上流側においてあるが、下流側にもってきたときと同様の作用が得られる。

【0035】即ち、トランスファ装置40は、これがトランスファクラッチ50の下流側にあっても上流側にあってもトランスファクラッチ50によって後輪側に伝達されるトルクに応じた負荷のみを受けるため、該トランスファクラッチ50によるトメク伝達量を抑えることにより、トランスファ装置40を含めたこれ以降の後輪駆動系の小型化、軽量化、低コスト化が実現できるものである。

【0036】なお、伝達駆動輪へのトルク伝達量が直接

的に制御されるため、センタデファレンシャル装置は省略されている。

【0037】図4にトランスファ装置40におけるハイポイドピニオンのS-N線図(Stress-Number of cycles線図)を示す。このS-N線図は、ハイポイドピニオン42にどの程度の歯元曲げ応力 $\sigma$ が掛かったときに何回位の繰返し荷重に耐え得るかを示したものである。このS-N線図によれば、例えば、ハイポイドピニオン42にX1の歯元曲げ応力 $\sigma$ が掛けられるときには、当該ハイポイドピニオン42は $10^5$ 回数の繰返し荷重にしか耐えられないが、歯元曲げ応力 $\sigma$ がX2であった場合には $10^6$ 回の繰返し荷重に耐えられることが分かる。

【0038】同様にして、このS-N線図から、もし、ハイポイドピニオン42に掛かる歯元曲げ応力 $\sigma$ が例えば $\sigma A$ 以下に設定されたならば、このハイポイドピニオン42は少なくとも $3 \times 10^5$ 回の繰返し荷重に耐えられることが分かる。又、もし、このハイポイドピニオン42に掛かる歯元曲げ応力 $\sigma$ が $\sigma B$ 以下に設定されたならば、ほぼ無限回の繰返し荷重に耐えられることが分かる。

【0039】この事実から、例えば歯元曲げ応力が $\sigma A$ 以上絶対に生じないような走行条件の下でならばハイポイドピニオン42に掛かる歯元曲げ応力 $\sigma$ を $\sigma A$ に設定することができ、又、ハイポイドピニオン42に掛かる歯元曲げ応力 $\sigma$ を $\sigma B$ に設定できれば、(僅かに $\sigma B$ に対応する小型のトランスファ装置40等を備えるだけで)無限回の繰返し荷重が保証されるようになることが分かる。

【0040】ところで、前述したように、トランスファクラッチ50のトルク伝達量は、該トランスファクラッチ50の油圧サーボ室53内に供給するクラッチ油圧Pcに依存して決定されるが、このクラッチ油圧Pcで実際に発生されるトルク伝達量Tcは、厳密にはトランスファクラッチ50の多板クラッチプレート55及びディスク56の摩擦係数 $\mu$ に依存して変化する。従って、この摩擦係数 $\mu$ による変化を補正することによって、本発明で意図する「トルク伝達量を所定値以下に維持する制御」の実現が担保されることになる。

【0041】多板クラッチプレート55及びディスク56間の摩擦係数 $\mu$ は、両者の相対速度 $\Delta N$ に依存して変化する。その様子を図6に示す。

【0042】このことは、摩擦係数 $\mu$ を相対回転速度 $\Delta N$ の関数として把握すること(関接検出)ができることを意味するため、これに基づいて図7に示すような $Tc = TcA$ を実現し得る $\Delta N - Pc$ マップを作ることができる。 $TcA$ は例えば雪路等の低 $\mu$ 路で円滑な発進ができる値、即ち前記歯元曲げ応力 $\sigma A$ に対応して設定される。

【0043】この $\Delta N - Pc$ マップを用いてトルク伝達量を制御するために実際にトランスファコントロールコ

ンピュータ100内で実行される制御フローの例を図5に示す。

【0044】まずステップ302で、トランスファクラッチ50の上流側、及び下流側の回転速度 $N_f$ 、 $N_r$ がそれぞれ検出される。この回転速度 $N_f$ 、 $N_r$ は、もし前後輪のスリップが全くないときにはそれぞれ前輪の回転速度、後輪の回転速度に一致するが、例えば前輪がスリップしているような場合には、必ずしも一致しない場合がある。しかしながら、この実施例では、そのような場合でも、相対回転速度 $\Delta N$ を検出するためのセンサ92、95をトランスファクラッチ50の直近の上流側、下流側に配置してあるため、該トランスファクラッチ50の相対回転速度 $\Delta N$ を正確に知ることができる。

【0045】ステップ304においては、この上流側、下流側の回転速度 $N_f$ 、 $N_r$ の差、即ちトランスファクラッチ50の相対回転速度 $\Delta N$ が求められる。

【0046】ステップ306では、この相対回転速度 $\Delta N$ がほぼ零であるか否かが判定される。ほぼ零であったときは、前述の図7のマップをあたかもなく、直接ステップ312に進んで $P_c = P_{co}$ が確定される。

【0047】一方、ステップ306でトランスファクラッチ50の相対回転速度 $\Delta N$ が零ではないと判断されたときには、そのままではトルク伝達量 $T_c$ が強くなり過ぎる恐れがあるため、ステップ308に進んで摩擦係数 $\mu$ と $\Delta N$ の特性に基づいた図7に示すような、(トルク伝達量 $T_c = T_{cA}$ を維持するための) $P_c - \Delta N$ のマップから、 $P_c(\Delta N)$ が確定される。この $P_c(\Delta N)$ は $P_c(\mu)$ とも表現できるものである。

【0048】その後、ステップ310で、このようにして求められた $P_c$ に基づいてソレノイドバルブ52を駆動するための電流が出力され、これに基づいてソレノイド52が制御される。

【0049】なお、これまでの説明で明らかなように、従来、一般に4輪駆動車の制御の場合は、前後輪の回転速度差 $\Delta N_{fr}$ (ほぼ $\Delta N$ に同じ)が大きくなるに従って、(該 $\Delta N_{fr}$ を早期に小さくすべく)クラッチ圧 $P_c$ を大きくする制御がなされてきたが、この制御は、この実施例での制御とは趣旨が異なる。制御の傾向も $\Delta N_{fr}$ が大きくなるに従ってクラッチ圧 $P_c$ を低め、確保されるトルク伝達量 $T_c$ が $T_{cA}$ 以上にならないようにするというものであり、逆の傾向である。

【0050】但し、トランスファクラッチ50のディスク56とプレート55の摩擦係数特性、あるいは使用されるオイルの性質によっては、摩擦係数 $\mu$ と $\Delta N$ の関係は必ずしも上記実施例で示した傾向とはならない場合もある。しかしながらこの場合でも、あくまで、「摩擦係数の変化にも拘らずトルク伝達量が所定値を超えない」という観点で油圧制御が実施される。

【0051】このような制御を実行することにより、トランスファ装置40を含む後輪駆動系には、トルク伝達

量 $T_{cA}$ に対応した負荷以上の負荷がかかることがなくなるため、その疲労強度が飛躍的に向上し、該後輪駆動系をより小型化することができるようになる。又、重量の軽減化、コスト低減化も図ることができるようになる。

【0052】しかも、前記制御フローからも明らかなように、例えば目標スリップ率を算出するための多数のセンサ類や演算用コンピュータ等の複雑な制御系も必要でなく、低コストで高い信頼性を確保することができる。

【0053】なお、上記実施例においては、トランスファクラッチ50の摩擦係数を考慮した上で該トランスファクラッチ50でのトルク伝達量が $T_{cA}$ 以上にならないように制御していたが、この範囲内で、より走行状態に見合った伝達量の変更をするのは自由である。

【0054】例えば、自動変速機の変速段を検出し、変速段が高速段であるときには、タイヤ径差等に起因する動力循環トルクの増大を防止するために、トルク伝達量を $T_{cA}$ より更に低い $T_{cB}$ となるように制御したり、あるいは、ステアリングの操舵角 $\phi$ を検出し、その操舵角 $\phi$ が所定値以上のときは、タイトコーナーブレーキング現象を避けるためにトルク伝達量 $T_{cA}$ より低めに設定する等の制御が考えられる。

【0055】又、上記実施例装置によれば、いわゆる粘性カップリングを用いて伝達駆動輪側に動力を伝達する駆動系と比較して、次のような有利な点を有する。即ち、粘性カップリングを用いた4輪駆動系の場合は、直接駆動輪がある程度スリップしてからこのスリップによって伝達駆動輪に動力が伝達されるようになるが、この実施例装置では、基本的にトルク伝達量 $T_{cA}$ に相当する駆動力が初めから伝達駆動輪に分配可能なため、それだけ確実な4輪駆動作用を得ることができるものである。

【0056】

【発明の効果】以上説明した通り、本発明によれば、摩擦係数を考慮して伝達駆動輪へのトルク伝達量を常に所定値以下となるように維持するようにしたため、4輪駆動車としての有用な作用をあまり減殺することなく、しかも必要以上にトランスファ装置～伝達駆動輪にトルクが掛からないようにできるため、疲労強度の点で設計が非常に容易となり、トランスファ装置やデフアレナシヤル装置等の各種アセンブリの小型化に伴う有効車室容積の拡大や、地上高の拡大を図ることができると共に、重量軽減による燃費の向上、あるいはコストの低減を実現することができるようになるという優れた効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の要旨を示すブロック図

【図2】本発明が適用された4輪駆動車のトルク伝達量制御装置の概略を示すブロック図

【図3】図2の実施例装置におけるトランスファクラッチ付近の動力伝達系を拡大して示すスケルトン図

【図4】ハイポイドビニオンの歯元曲げ応力と、この歯

元曲げ応力が掛けられたときの耐久性上許容し得る繰り返し回数を示すグラフ

【図5】トランスファコントロールコンピュータ内で実行される制御フローを示す流れ図

【図6】摩擦係数 $\mu$ と前後輪の回転速度差 $\Delta N$ との関係を示すグラフ

【図7】トルク伝達量一定が維持されときの回転速度差 $\Delta N$ とクラッチ圧 $P_c(\Delta N)$ との関係を示すグラフ

【図8】図2に示された4輪駆動車のトランスファ付近を示す実断面図

【符号の説明】

10…エンジン

20…自動変速機

30…フロントデファレンシャル装置

40…トランスファ装置

41…ハイポイドギヤ

42…ハイポイドピニオン

50…トランスファクラッチ

52…ソレノイドバルブ

60…リヤデファレンシャル装置

70L、70R…前輪

80L、80R…後輪

90…センサ群

91…変速段センサ

92…車速センサ

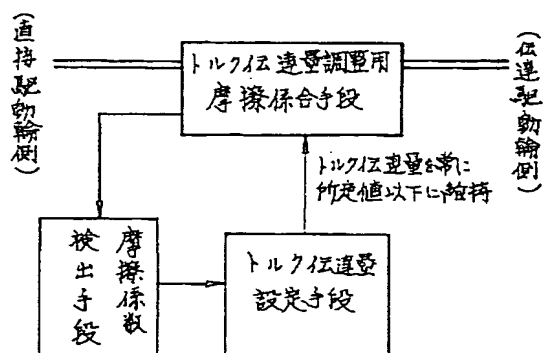
93…ステアリング操舵角センサ

94…前輪側回転数センサ

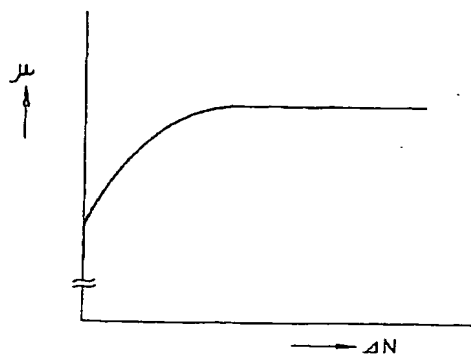
95…後輪側回転数センサ

100…トランスファコントロールコンピュータ

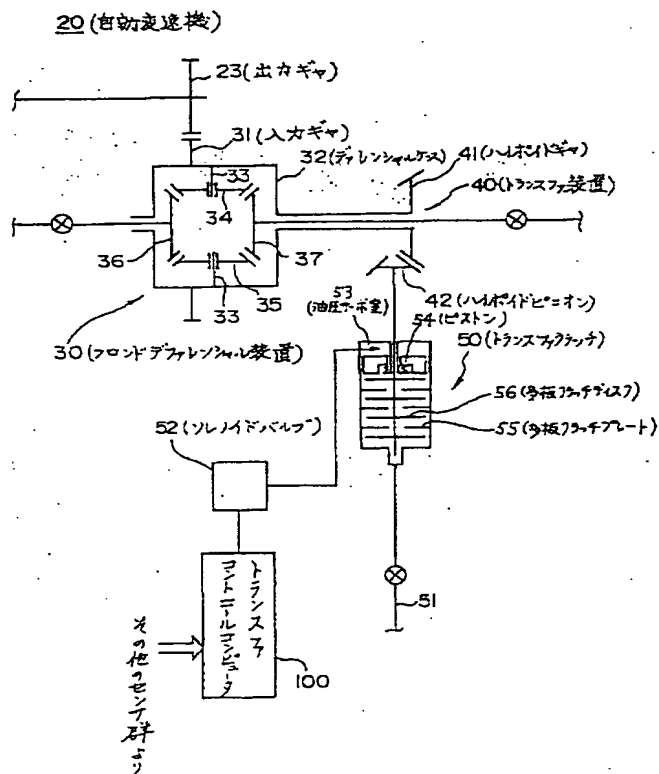
【図1】



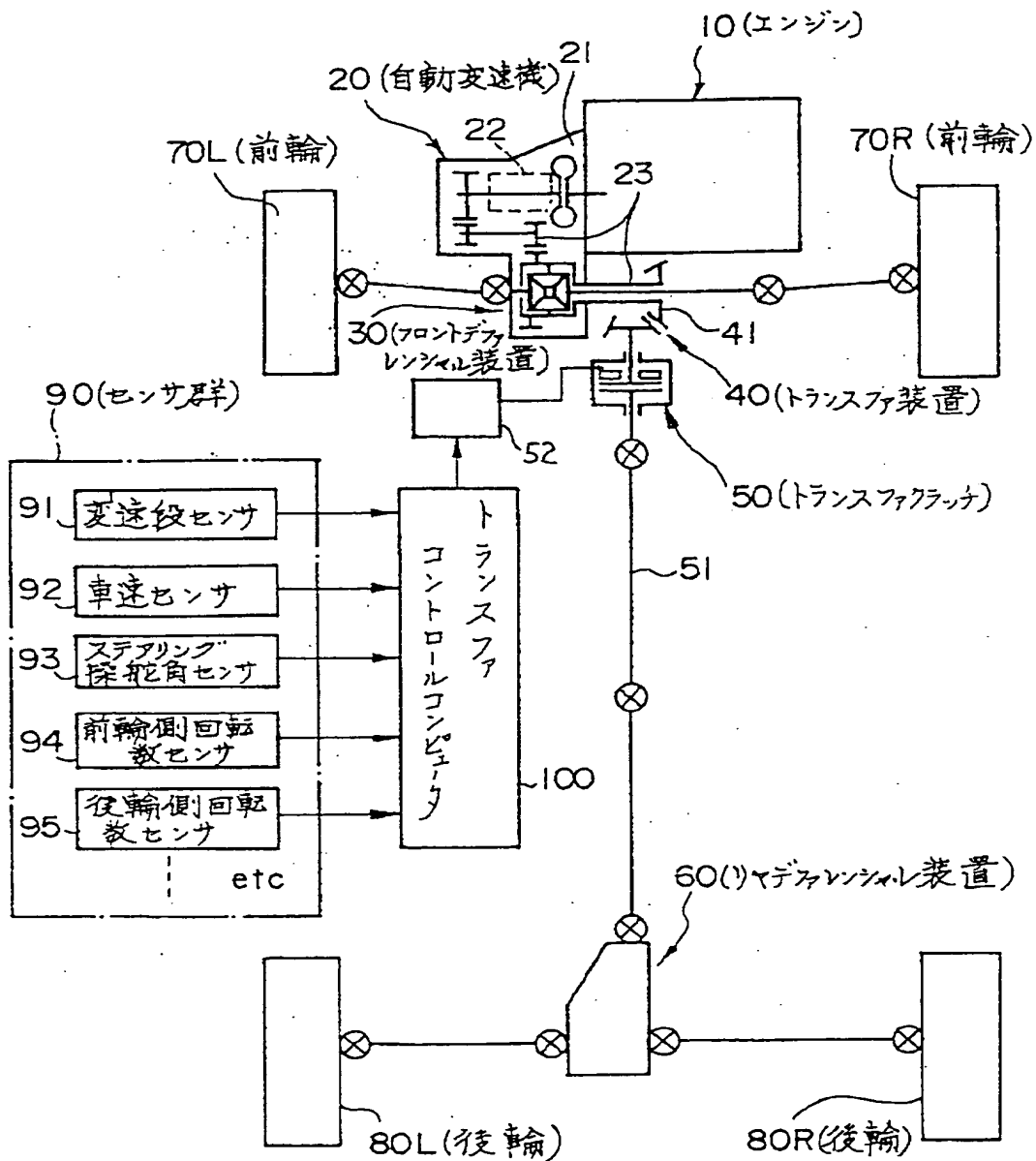
【図6】



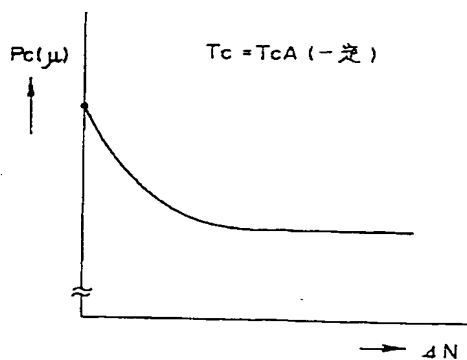
【図3】



【図2】

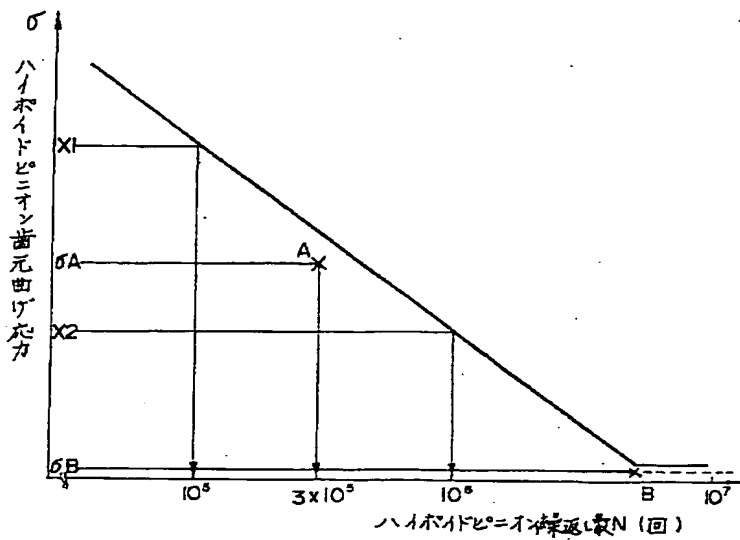


【図7】

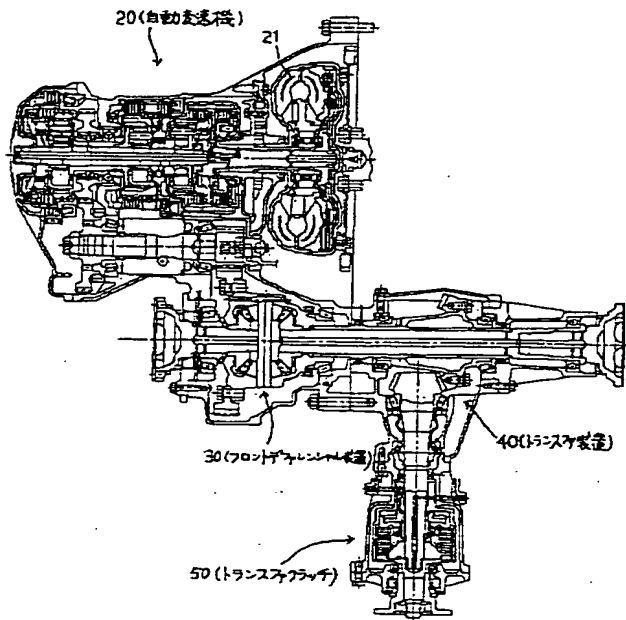




【図4】



【図8】



【図5】

